TEMA 2 *SISTEM DE TRANSMITERE ARMONIC*

2.1. Schema constructivă. Date iniţiale

Să se proiecteze un reductor armonic cu element flexibil rotitor şi deformator dublu, având raportul de transmitere i_{TA}, care asigură la ieşire turaţia n_e [rot/min] şi momentul de torsiune T_e [N mm].

Scheme constructive pentru reductoare armonice sunt redate în figurile 2.1 şi 2.2.

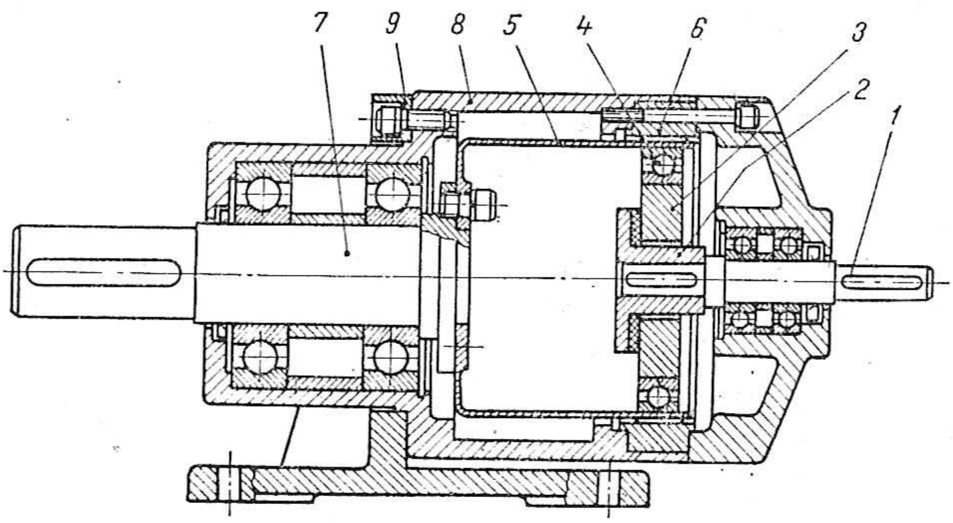


Fig. 2.1 *Reductor armonic cu generator tip camă*

Generatorul de unde (elementul deformator) *3*, pe care este aşezat rulmentul radial *4*, se fixează elastic pe bucşa *2* faţă de arborele conducător *1* printr-un strat de cauciuc vulcanizat. Elementul flexibil *5* este fixat cu şuruburi pe arborele condus *7* care se sprijină pe o pereche de rulmenţi în carcasa *8*. Elementul rigid *6* este prins cu şuruburi în capacul reductorului care se foloseşte şi pentru fixarea inelelor exterioare ale rulmenţilor de reazem pentru arborele de intrare *1*. Reductorul este prins cu şuruburi într-un suport cu talpă *9*.

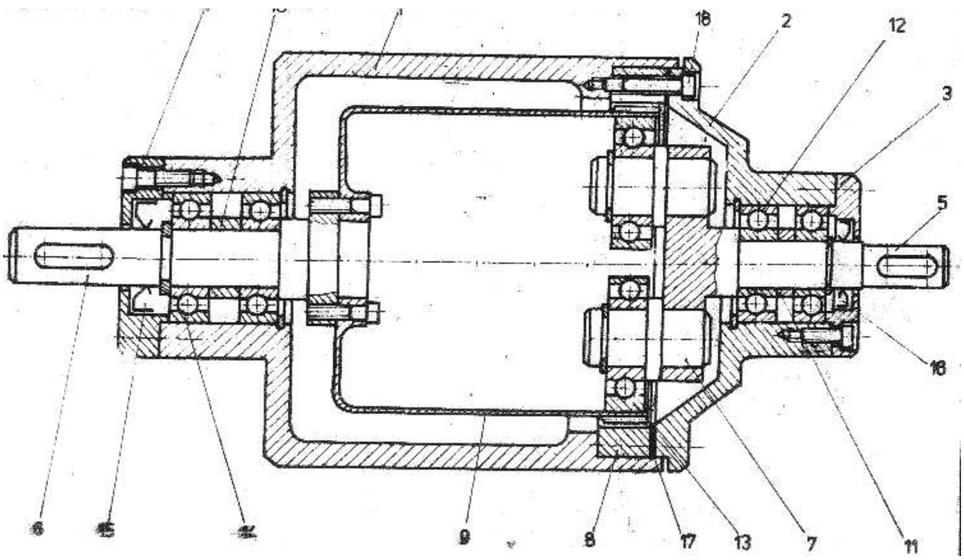
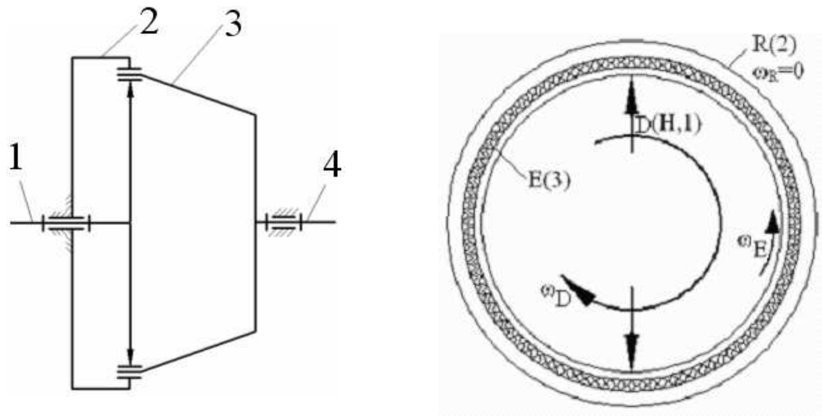


Fig. 2.2 *Reductor armonic cu deformator dublu*

Arborele de intrare *5* care susţine prin bolţurile *7* rulmenţii deformatori *13* transmite mişcarea de rotaţie la elementul flexibil *9* a cărui dantură exterioară angrenează cu dantura interioară a elementului rigid *8* fix. Mişcarea arborelui de ieşire *6* se obţine datorită solidarizării acestuia cu elementul flexibil prin asamblare cu şuruburi. Cei doi arbori sunt rezemaţi pe câte o pereche de rulmenţi *12*, respectiv *14* montaţi în semicarcasele *2* şi *1*. Deoarece angrenajul armonic lucrează în baie de ulei, este necesară etanşarea cu siemmeringurile *15* şi *16* introduse în capacele *3*, respectiv *4*. Prinderea semicarcaselor şi a elementului dinţat fix se realizează prin intermediul şuruburilor .

2.2. Calculul cinematic

Schematic reductorul armonic poate fi reprezentat ca în fig. 2.3 unde: *1* – deformator (element de intrare); *2* – element rigid (fix); *3* – element flexibil; *4* – element condus (ieşire).



a
)

b)

Fig. 2.3 *Schema TA cu element flexibil rotitor*

Prin calculul cinematic se determină:

- raportul de transmitere;
- vitezele (turaţiile) elementelor constructive;
- numerele de dinţi pentru elementele danturate.

Raportul de transmitere i_{TA} şi ***turaţia elementului flexbil*** (condus) - folosind schema reprezentată în fig. 2.3, a - dată de relaţia: $n_E = n_3$ se cunosc din tema de proiectare.

Pe baza definiţiei raportului de transmitere şi tipului de transmisie armonică se determină ***turaţia elementului deformator*** (de intrare) n_1, folosind teoria transmisiei planetare din care provine prin transformarea constructivă.

La *transmisia armonică cu element flexibil E rotitor* (fig. 2.3 a) se pot scrie egalităţile:

$$i_{TA} = i_{13}^2 = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{n_1}{n_3} \qquad (2.1)$$

cu observaţia că vitezele unghiulare ω_3 a elementului flexibil şi ω_1 a elementului deformator au sensuri de rotaţie contrare (fig. 2.2 b), de unde rezultă:

$$n_1 = i_{TA} \cdot n_3 = i_{TA} \cdot n_e \qquad (2.2)$$

Generatorul de unde (deformatorul) este folosit pentru deformarea elementului flexibil, iar elementele deformatoare mecanice utilizate practic cu $k = 1,2$ sau 3 braţe sunt reprezentate schematic în figura 2.4.

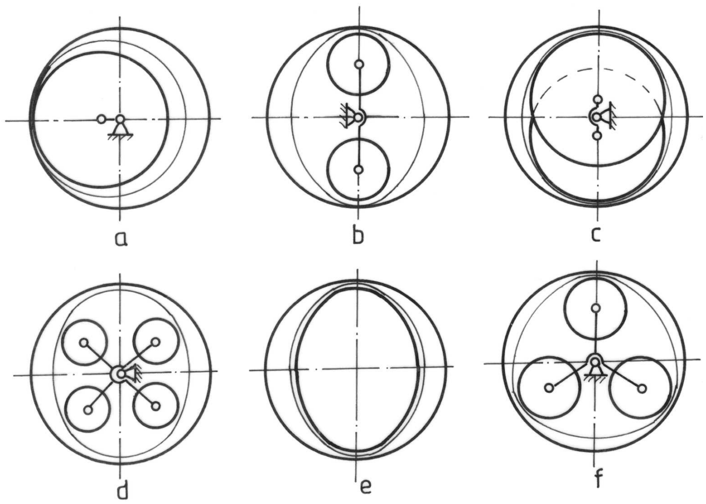


Fig. 2.4 *Tipuri constructive de deformatoare mecanice*

Soluţia constructivă pentru deformator se alege pe baza următoarelor considerente:

- ***deformatorul dublu*** asigură crearea a două unde de deformare a elementului flexibil şi poate fi realizat cu două role (fig. 2.4, b) sau cu două discuri (fig. 2.4, c), ceea ce are avantajul că realizează, pe elementul flexibil nesolicitat, o deformare pe două zone, cu unghiuri centrale relativ mari de forma unui arc de cerc cu centrul pe axele de rotaţie ale fiecarui disc.

- ***deformatorul cu camă*** (fig. 2.4, e) numit şi generator cu deformare forţată este cel mai frecvent utilizat, deoarece asigură sprijinul elementului flexibil pe tot perimetrul, ceea ce conduce la obţinerea şi

menţinerea formei optime de deformare a roţii flexibile sub sarcina de lucru. Generatoarele cu camă pot fi cu frecare de alunecare sau de rostogolire (între cama deformatorului şi elementul flexibil se află corpuri de rulare). Deformatoarele cu camă asigură cele mai mari capacităţi portante, distribuţia sarcinii pe lungimea dinţilor este mai puţin neuniformă decât la celelelte tipuri constructive de deformatoare şi are o construcţie mai compactă.

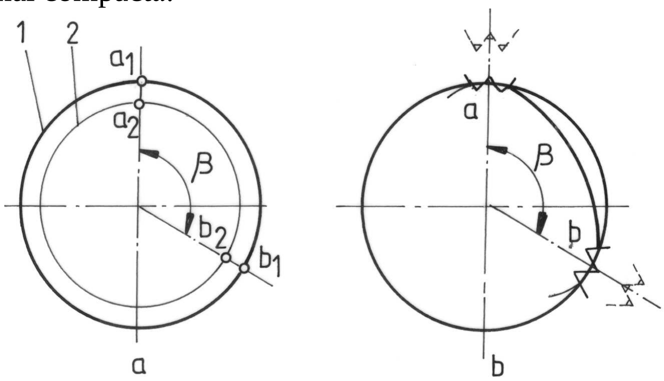


Fig. 2.5 *Angrenarea elementelor la TA*

Condiţia angrenării elementelor danturate R şi E cu acelaşi pas (fig. 2.5) conduce la stabilirea diferenţei numerelor de dinţi cu relaţia:

$$\Delta z = z_R - z_E = z_2 - z_3 = K \quad (2.3)$$

care se utilizează la determinarea numerelor de dinţi ale elementului flexibil *3* şi rigid *2*.

Din raportul de transmitere al reductorului armonic obţinut folosind relaţiile lui Willis de la transmisia planetară din care provine:

$$i_{TA} = i_{DE}^{R} = \frac{\omega_D}{\omega_E} = i_{13}^{2} = \frac{1}{i_{31}^{2}} = \frac{1}{1 - i_{32}^{1}} = \frac{1}{1 - \dfrac{z_2}{z_3}} = \frac{z_3}{z_3 - z_2} = -\frac{z_3}{z_2 - z_3} =$$

$$= -\frac{z_E}{\Delta z} < 0 \quad (2.4)$$

rezultă ***numărul de dinţi al elementului flexibil***:

$$z_E = i_{TA} \cdot \Delta z = z_3 \tag{2.5}$$

iar ***numărul de dinţi al elementului rigid***, folosind relaţia (2.3), este:

$$z_R = z_2 = z_3 + \Delta z \tag{2.6}$$

Pentru cazul considerat (element deformator dublu) K = ***2***.

2.3. Calculul de dimensionare

Dimensionarea elementelor unei transmisii armonice constă în ***determinarea modulului danturii*** din relaţia stabilită pentru diametrul de divizare al elementului flexibil pe baza condiţiei de rezistenţă la uzare (contact) a dinţilor cu elementul rigid (fig. 2.6).

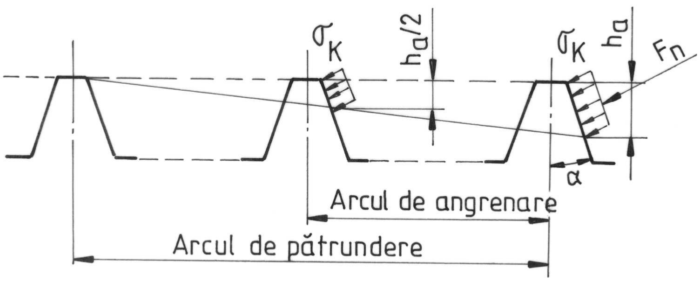


Fig. 2.6 *Schema încărcării dinţilor la TA*

Diametrul de divizare al danturii elementului flexibil este dat de relaţia:

$$D_E = \left(\frac{8 \cdot T_c}{3 \cdot k_h \cdot k_z \cdot \psi_d \cdot \sigma_{ak} \cdot \cos\alpha} \right)^{1/3} \tag{2.7}$$

în care:

- T_c - momentul de torsiune de calcul transmis de arborele de turaţie mică (în cazul considerat arborele de ieşire n_e) al transmisiei armonice, calculat cu relaţia:

$$T_c = c_s \cdot T_E \tag{2.8}$$

considerând un coeficient de serviciu:

$$c_s = c_1 \cdot c_2 \qquad (2.9)$$

cu: c_1, c_2- coeficienţi care ţin seama de suprasarcini (tabelul 2.1), respectiv de clasa de precizie a execuţiei (tabelul 2.2);

- k_h - coeficient de înălţime a dintelui; se alege $k_h = \mathbf{1{,}3}$;

- k_z - coeficientul numărului de dinţi cuprinşi în arcul de angrenare; obişnuit se alege $k_z = \mathbf{0{,}2}$;

- ψ_d - coeficient de lăţime a danturii cu valori între ***0,15...0,3*** la transmisii armonice de putere;

- σ_{ak} - tensiunea admisibilă de contact; pentru transmisiile armonice de uz general (elementele danturate din oţeluri îmbunătăţite cu cca. 300 HB): $\sigma_{ak} =$ ***10 ... 30*** MPa.

Tabelul 2.1

M_{max} / M_{nom}	**Coeficientul c_1**		
	Raportul de transmitere		
	100 – 160	160 – 250	250 – 400
1,2	1	1,1	1,2
1,6	1,1	1,2	1,3
2,5	1,2	1,3	1,4

Tabelul 2.2

Clasa de precizie	**Coeficientul c_2**		
	Turaţia deformatorului [rot/min]		
	1000	**1000 – 1500**	**1500 – 3000**
7 C	1	1,15	1,4
7 X	1,07	1,20	1,5
8 X	1,20	1,35	-

Modulul danturii elementului flexibil şi elementului rigid se stabileşte din relaţia diametrului de divizare:

$$m = \frac{D_E}{z_E} = \frac{D_3}{z_3} \qquad (2.10)$$

Valoarea calculată se rotunjeşte la o valoare superioară standardizată din tabelul 2.3.

Tabelul 2.3

Serie fabricaţie	**Modul [mm]**	
	Şirul I	Şirul II
		0,14

Mecanică fină	0,15 0,20 0,25 0,30 0,40 0,50 0,60 0,80 1,00	0,18 0,22 0,28 0,35 0,45 0,55 0,70 0,90

2.4. Calculul geometriei danturii

Stabilirea geometriei danturii elementului flexibil şi rigid al unei transmisii armonice se face în funcţie de tipul profilului dintelui.

2.4.1. Alegerea tipului de profil al dinților

Pentru transmisiile armonice de uz general se poate folosi, din punct de vedere geometric, atât profilul triunghiular cât şi cel evolventic, ultimul prezentând avantaje tehnologice. Forma dinţilor este asemănătoare pentru cele două tipuri de profile, deoarece datorită numerelor mari de dinţi ($z > 100...150$) profilul evolventic se apropie foarte mult de o dreaptă (fig. 2.7).

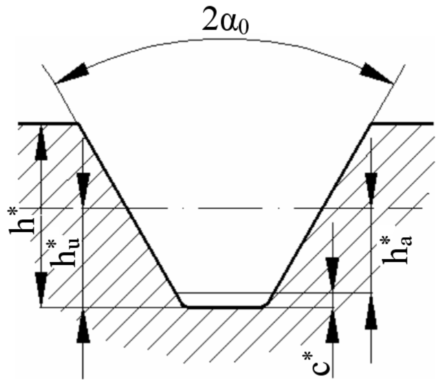


Fig. 2.7 *Profilul de referinţă al elementului flexibil*

Elementele geometrice ale profilurilor de referinţă recomandate, indicate în tabelul 2.4, au următoarele semnificaţii:

α_0 - unghiul profilului;

h_a^* - coeficientul înălţimii capului de referinţă;

c^* - coeficientul jocului radial de referinţă;

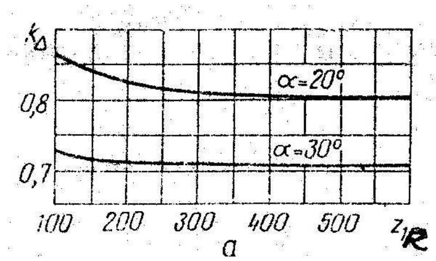
h_u^* - coeficientul înălţimii utilizabile a profilului.

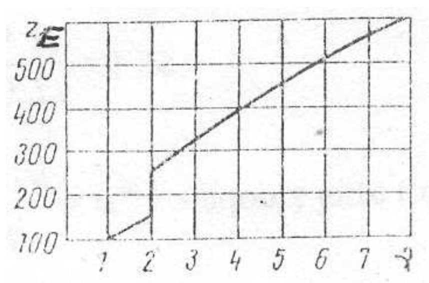
Tabelul 2.4

Tipul	α_0 [^{0}]	h_a^*	h^*	c^*	h_u^*
I	20	1	1,65 - 1,95	0,35	1,3 - 1,6
II	30	1	1,6 - 1,8	0,2	1,4 - 1,6
III	20	0,35	1,35	0,35	1

2.4.2. Parametrii geometrici ai danturii elementelor rigid şi flexibil

În tabelul 2.5 sunt centralizate calculele parametrilor geometrici pentru elementul rigid *2* şi elementul flexibil *3* din transmisia armonică reductoare schematizată în fig. 2.2.





b

Fig. 2.8 *Coeficienţi k şi υ*

Tabelul 2.5

Nr. crt.	Denumire parametru	Simbol	U.M.	Relație de calcul	Exemplu de calcul	
					Element flexibil E	Element rigid R
1.	Numărul de brațe al generatorului	K	-	Dată inițială de proiectare	2	
2.	Numărul de dinți	$z_{E,R}$	-	Determinate la calculul cinematic cu relațiile (2.5) respectiv (2.6)	198	200
3.	Modulul danturii	m	mm	Determinat la calculul de dimensionare (valoarea STAS)	0,5	
4.	Coeficienții profilului de referință al dintelui	α h_a^* c^*	grade	Se aleg din tabelul 2.4: dinte cu profil evolventic (tip I)	20 1 0,35	
5.	Deformația specifică a elementului flexibil	k_Δ	-	Se stabilește în funcție de z_R din diagrama din fig. 2.8, a	0,825	-
6.	Grosimea specifică a peretelui elementului flexibil	υ	-	Se stabilește în funcție de z_E din diagrama din fig. 2.8, b: - valoarea minimă υ	2	-
				- în dreptul generatorului υ'	2,105	

7.	Grosimea peretelui elementului flexibil	g_2 g_1	mm	minimă $g_2 = \upsilon \cdot m$ în dreptul generatorului $g_1 = \upsilon' \cdot m$	1 1,053	-
8.	Coeficientul deplasării de profil pentru elementul flexibil	x_F	-	Se alege: - pentru $\alpha = 20^0$ $x_F = 0{,}022 \cdot z_F$ - pentru $\alpha = 30^0$ $x_F = 0$	$+4{,}356$	-
9.	Modulul convențional (pe circumferința neutră a elementului flexibil)	m_c	mm	$m_c = m \cdot \frac{z_F - 2 \cdot (h_a^* + c^*) + 2 \cdot x_F - \upsilon'}{z_F}$	0,5107	
10.	Coeficientul deplasării de profil pentru elementul rigid	x_R	-	$x_R = x_F - \left(1 - k_\Delta \cdot \frac{m_c}{m}\right)$	$+4{,}2$	
11.	Diametrele de divizare	$D_{F,R}$	mm	$D_{F,R} = m \cdot z_{F,R}$	99	100
12.	Diametrul de cap al danturii - elementului flexibil	D_{eF}	mm	pentru $\alpha = 20^0$ $D_{eF} = D_F + 2 \cdot x_F \cdot m$ pentru $\alpha = 30^0$ $D_{eF} = D_F + 0{,}6 \cdot m$	103,356	
	- elementului rigid	D_{eR}	mm	$D_{eR} = D_R - 2 \cdot (h_a^* - x_R) \cdot m$		103,2
13.	Inălțimea dinților	h	mm	$h = h_F = h_R = (h_a^* + c^*) \cdot m$	0,625	
14.	Diametrul de picior al danturii elementului flexibil și elementului rigid	$D_{iF,R}$	mm	$D_{iF,R} = D_{eF,R} \mp 2 \cdot h_{F,R}$	102,106	104,45
15.	Lățimea danturii	b	mm	$b = \psi_d \cdot D_F$, cu: $\psi_d = 0{,}1 \ldots 0{,}15$	15	

2.5. Proiectarea elementelor constructive ale sistemului de transmitere armonic

Transmisia armonică danturată (fig. 2.9) utilizată în construcţia reductorului are în componenţă trei elemente constructive specifice, reprezentate schematic în fig. 2.2:

- deformatorul ***D*** (*1*) - cu suprafaţa de contact netedă,
- elementul flexibil ***E*** (*3*)
- elementul rigid ***R*** (*2)* - danturate.



Fig. 2.9 *Elementele constructive ale* ***TA*** *cu deformator camă*

Împachetarea mecanică a transmisiei armonice este un alt avantaj major deoarece formează un aranjament de arbori concentrici (intare, ieşire).

2.5.1. Elementul flexibil

- **Alegerea materialului**

Datorită geometriei şi cauzelor de distrugere ale elementului flexibil (uzarea danturii şi solicitarea variabilă de încovoiere), materialele utilizate pentru construcţia acestuia trebuie să aibă rezistenţă la oboseală de încovoiere, sensibilitate redusă la concentratorii de tensiuni şi alungiri elastice mari. Cel mai bine răspund acestor cerinţe unele oţeluri şi materiale plastice. Din prima categorie se folosesc oţelurile aliate cu crom-nichel: ***19CrNi35***; ***16CrNiW10***; ***40CrNi15***; ***oţeluri***le ***de arc*** şi otelurile aliate cu crom ***40Cr10***, cu tratament termic de îmbunătăţire pentru obţinerea unei durităţi de 28 - 34 HRC.

Pentru elementul flexibil al transmisiilor de putere foarte mică se recomandă ***materialele plastice poliformaldehidice*** (delrin 100) sau ***bronzurile cu beriliu***.

- **Geometria elementului flexibil**

Elementul flexibil (fig. 2.10) este cilindric, sub formă de tub de lungime L cu perete subţire, cu dantură exterioară, la care:

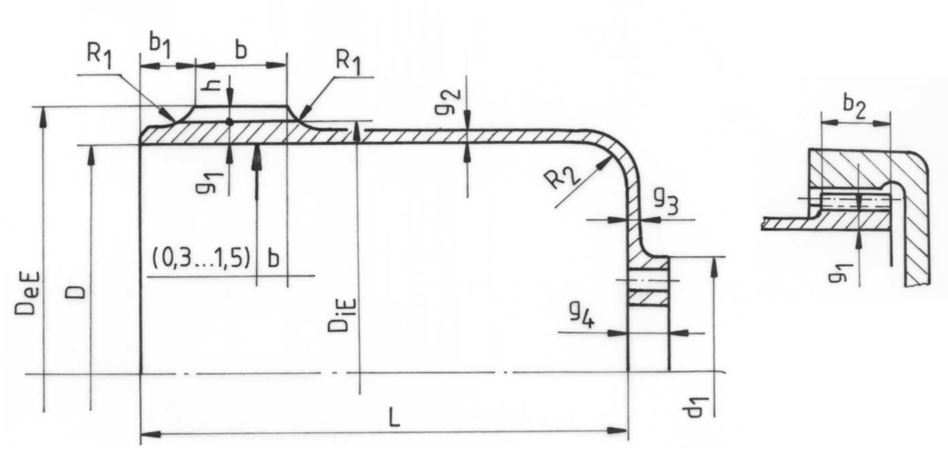
- grosimea peretelui cilindric g_2, diametrele de divizare D_E, interior D_{iE}, exterior D_{eE} şi lăţimea danturii b se stabilesc din condiţii de rezistenţă (tabelul 2.5).
- pentru celelalte dimensiuni se recomandă:

grosimea peretelui sub dantura g_1, diametrul flanşei de prindere d_1, lungimile danturilor b_1, b_2 şi razele de racordare r_1, r_2 date de relaţiile:

$$\begin{aligned} & g_1 = (0{,}01 - 0{,}015) \cdot D_E > g_2, \\ & d_1 < 0{,}5 \cdot D_E \\ & L \geq (0{,}8 - 1) \cdot D_E \\ & b_1 = (0{,}15 - 0{,}25) \cdot b \\ & b_2 = (0{,}3 - 0{,}5) \cdot b \\ & r_1 = (10 - 20) \cdot m \\ & r_2 = (2 - 3) \cdot g_2 \end{aligned} \qquad (2.11)$$

- diametrul interior:

$$D = D_{iE} - 2 \cdot g_1 \qquad [\text{mm}] \qquad (2.12)$$



a) *b)*

Fig. 2.10 *Construcţia elementului flexibil*

- **Verificarea elementului flexibil**

Se efectuează calculul de rezistenţă la oboseală (solicitare variabilă de torsiune) în zona de trecere la porţiunea danturată, unde se consată că poate avea loc ruperea elementului flexibil, parametrii fiind centralizaţi în tabelul 2.6.

2.5.2. Elementul rigid

- **Alegerea materialului**

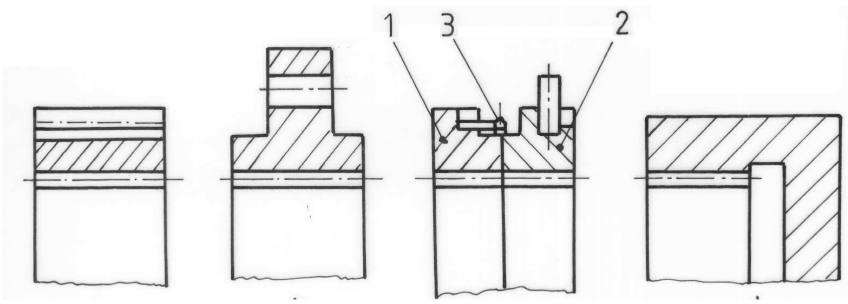
Deoarece solicitările elementului rigid sunt mult mai mici decât ale elementului flexibil, pentru construcţia acestuia se recomandă oţeluri slab aliate sau nealiate: ***OLC 45***; ***40Cr10***; ***36MoSi12***, ş.a. cu tratament termic de îmbunătăţire sau ***fonte cu grafit nodular***.

- **Geometria elementului rigid**

Elementul rigid al transmisiilor armonice este similar roţii centrale cu dantură interioară a reductoarelor cu angrenaje planetare cu dinţi drepţi.

Principalele tipuri constructive de elemente rigide sunt reprezentate în fig. 2.11:

a - inel fixat cu ştifturi dispuse axial sau radial;
b - inel fixat cu şuruburi (inelul prezintă doi umeri pentru aşezarea coaxială cu deformatorul şi cu elementul flexibil);
c - inel divizat al unei transmisii fără joc (partea mobilă *1* se roteşte faţă de partea fixă *2*, în limitele jocului dintre flancurile dinţilor transmisiei, sub acţiunea arcului *3*);
d - inel realizat corp comun cu carcasa (dacă elementul rigid este imobil) sau cu corpul roţii conduse (dacă elementul rigid este mobil).



a) b) c) d)

Fig. 2.11 *Construcţia elementului rigid*

Dimensiunile elementului rigid se stabilesc astfel:

- diametrul exterior se alege din considerente tehnologice de execuţie a danturii, funcţie de metoda de danturare (folosind cuţit roată sau prin broşare), sau din considerente constructive de asamblare cu carcasa;
- lăţimea danturii se ia cu 10% mai mare decât lăţimea *b* a danturii elementului flexibil.

2.5.3. Deformatorul

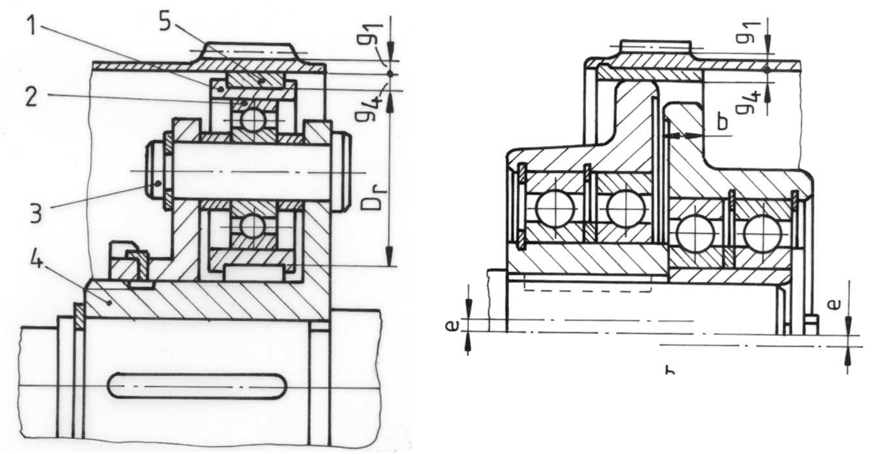
Construcţia elementului deformator determină, în mare măsură, randamentul transmisiei armonice, starea de tensiuni din elementul

flexibil, profilul dinţilor, precizia cinematică, caracteristicile dinamice şi fiabilitatea transmisiei.

- **Alegerea tipului constructiv de element deformator**

Construcţia deformatoarelor mecanice este reprezentată în fig. 2.12, având elementul deformator realizat *cu role* (a) sau *cu discuri* (b).

Rolele constau dintr-un inel *1* şi un rulment *2* , dispus pe bolţul *3* de pe braţul *4*. Pentru asigurarea condiţiilor corecte de angrenare la orice sarcină, se introduce un inel suplimentar *5* (care produce rigidizarea elementului flexibil) cu grosime $g_4 = 1{,}5 \cdot g_1$.



a) ***b)***

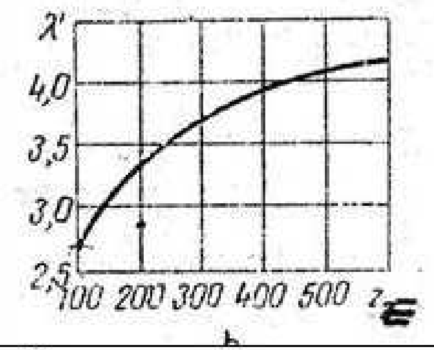
Fig. 2.12 Construcţia deformatoarelor mecanice

- **Stabilirea dimensiunilor deformatorului**

Determinarea dimensiunilor elementului deformator se realizează prin calcul, în funcţie de tipul constructiv adoptat:

- pentru generator de tip camă – tabelul 2.7;
- pentru generator cu role – tabelul 2.8.

Tabelul 2.6

Nr. crt.	Denumire parametru	Simbol	U.M.	Relație de calcul	Exemplu de calcul
1.	Coeficienți funcție de: - acțiunea eforturilor de încovoiere	λ'	-	Conform figurii alăturate 	3,3
	- concentratori în porțiunea danturată	λ''	-	$\lambda'' \approx \beta_\sigma$ = ***1,6....1,45*** pentru u = ***1...3***	1,5
2.	Diametrul circumferinței neutre	D_n	mm	$D_n = m_c \cdot z_E$	101,106
3.	Efortul unitar amplitudine de încovoiere	σ_v	MPa	$\sigma_v = \frac{\lambda' + \lambda''}{2} \cdot \frac{g_1 \cdot E}{D_n \cdot \left(0{,}1366 \cdot \frac{z_E}{k_\Delta} - 1\right)}$	168

Tabelul 2.6 (continuare)

Nr.	Denumire parametru	Simbol	U.M.	Relație de calcul	Exemplu de calcul
4.	Efortul unitar mediu de încovoiere	σ_m	MPa	$\sigma_m = \frac{\lambda' - \lambda''}{2} \cdot \frac{g_1 \cdot E}{D_n \cdot \left(0{,}1366 \cdot \frac{z_g}{k_\Delta} - 1\right)}$	63
5.	Coeficienți: - dimensional - de calitatea suprafeței - de material	 ε_σ γ ψ_σ	 - - -	ε_σ = ***0,83...0,56*** pentru D_g = ***20...300*** mm; γ = ***0,9*** pentru $R_a = 0{,}8...1{,}6\,\mu m$; $\psi_\sigma = \frac{2 \cdot \sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}$ ***41 MoCr 17 îmbunătățit*** σ_{-1} - limita de oboseală la încovoiere a materialului elementului flexibil pentru ciclu alternant simetric [MPa]; σ_0 - limita de oboseală la încovoiere a materialului elementului flexibil pentru ciclu pulsant [MPa]	 0,65 0,9 0,1 600

Tabelul 2.6 (continuare)

Nr.	Denumire parametru	Simbol	U.M.	Relație de calcul	Exemplu de calcul
6.	Coeficientul de siguranță la încovoiere	c_σ	-	$c_\sigma = \dfrac{\sigma_{-1}}{\dfrac{\beta_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \gamma} \cdot \sigma_v + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}$	1,37
7.	Efortul maxim de torsiune	τ_{max}	MPa	$\tau_{max} = \dfrac{2 \cdot T_g}{\pi \cdot D_n^2 \cdot g_1}$	12,7
8.	Efortul unitar amplitudine și mediu (ciclu pulsant)	τ_v, τ_m	MPa	$\tau_v = \tau_m = \dfrac{\tau_{max}}{2}$	6,35
9.	Coeficienți: - de concentrare a tensiunilor de torsiune - dimensional - de material	β_τ ε_τ ψ_τ	-	β_τ se recomandă $\varepsilon_\tau =$ ***0,89...0,63*** pentru $D_g =$ ***20...300*** mm; $\psi_\tau = \dfrac{2 \cdot \tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}$ τ_{-1} - limita de oboseală la torsiune a materialului elementului flexibil pentru ciclu alternant simetric τ_0 - limita de oboseală la torsiune a materialului elementului flexibil pentru ciclu pulsant	1,95 0,8 0,05 340

Tabelul 2.6 (continuare)

Nr. crt.	Denumire parametru	Simbol	U.M.	Relație de calcul	Exemplu de calcul
10.	Coeficientul de siguranță la torsiune	c_τ	-	$c_\sigma = \dfrac{\tau_{-1}}{\dfrac{\beta_\tau}{\varepsilon_\tau \cdot \gamma} \cdot \tau_v + \psi_\tau \cdot \tau_m}$	19,2
11.	Coeficientul global de siguranță	c	-	$c = \dfrac{c_\sigma \cdot c_\tau}{\sqrt{c_\sigma^2 + 0{,}7 \cdot c_\tau^2}}$	1,64
12.	Verificarea la oboseală	-	-	$c > c_{min} = \boldsymbol{1{,}5}$	**Condiția este verificată**

2.6. Randamentul transmisiei armonice

În timpul funcţionării unei transmisii armonice apar ***pierderi de energie*** de la elementul conducător la cel condus care au diferite *cauze*:

- frecarea dintre dinţii în angrenare;
- frecarea în rulmenţii deformatorului şi în celelalte lagăre;
- frecarea în cuplajul de legare a elementului flexibil la arborele de turaţie mică (la transmisia cu element flexibil rotitor) sau la carcasă (la transmisia cu element flexibil nerotitor);
- fenomenul de histerezis al materialului elementului flexibil şi inelului de rigidizare.

Evaluarea acestor pierderi au dus la stabilirea unor relaţii de calcul a randamentului; cea mai utilizată în cazul transmisiilor armonice functionând în regim de reductor are forma :

$$\eta = \frac{1}{\left(1 + 0.84 \cdot \frac{\mu_1}{\cos^2 \alpha}\right) \cdot \left(1 + \mu_2 \cdot \frac{d'}{D_E} \cdot i \cdot tg\alpha\right)} \qquad (2.13)$$

în care: *d'* - diametrul căii de rulare a inelului interior al rulmentului deformatorului;

μ_1 - coeficientul de frecare convenţional în angrenaj (cu valori între ***0,025*** şi ***0,04***);

μ_2 - coeficientul de frecare convenţional în rulmentul deformatorului (ia valori între ***0,0045*** şi ***0,006***).

Pentru o **transmisie armonică** cu deformator simplu care funcţionează ca **reductor** se obţine η = ***0,8...0,86*** şi η = ***0,65 ... 0,7*** la ***transmisia multiplicatoare*** (valori recomandate).

Practic: η = ***0,78 ... 0,88*** pentru rapoarte de transmitere *i* = 80 ... 250, valori care nu sunt egalate de nici un alt tip de transmisie cu o singură treapta (angrenaj melcat, reductor planetar cu una, două sau trei roţi centrale).

Randamentul transmisiilor armonice depinde într-o măsură importantă de condiţiile de angrenare.